

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
3. Juli 2003 (03.07.2003)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 03/054375 A1

(51) Internationale Patentklassifikation⁷: F02M 47/02,
57/02, 61/16

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE02/04139

(22) Internationales Anmeldedatum:
12. November 2002 (12.11.2002)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
101 60 264.2 7. Dezember 2001 (07.12.2001) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von
US): **ROBERT BOSCH GMBH** [DE/DE]; Postfach 30 02
20, 70442 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **BOEHLAND, Peter**
[DE/DE]; Erfurter Weg 11/1, 71672 Marbach (DE). **KUR-**
RLE, Michael [DE/DE]; Pfauhauser Strasse 5/1, 73240
Wendlingen (DE). **FISCHER, Joerg-Peter** [DE/DE];
Zehntstrasse 12/1, 73779 Deizisau (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (national): JP, PL, US.

(84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT,
BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR,
IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR).

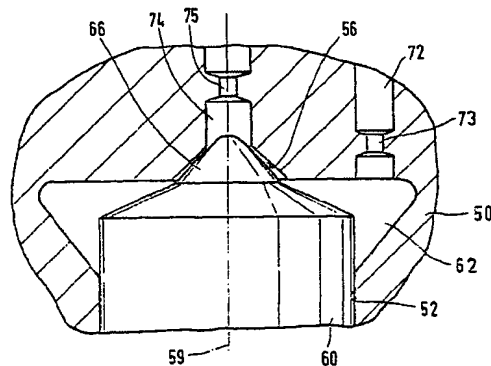
Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen
Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on
Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe
der PCT-Gazette verwiesen.

(54) Title: FUEL INJECTION DEVICE FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: KRAFTSTOFFEINSPRITZEINRICHTUNG FÜR EINE BRENNKRAFTMASCHINE



(57) **Abstract:** The invention relates to a fuel injection device which is provided, for every cylinder of the internal combustion engine, with a high-pressure fuel pump (10) and with a fuel injection valve (12) linked therewith. A pump piston (18) of the high-pressure fuel pump (10) delimits a pump working compartment (22) that is linked with a pressure compartment (40) of the fuel injection valve (12). Said fuel injection valve has an injection valve member (28) that controls injection openings (32) and that is displaced in an opening direction (29) against a closing force by the pressure prevailing in the pressure compartment (40). A control valve (80) controls the link (74) of a control pressure compartment (62), linked with the pump working compartment (22) and limited by a control piston (60), with a discharge compartment (24) in which a throttle element (75) is provided. The control piston (60) controls an effective area of flow of the link (74) of the control pressure compartment (62) to the discharge compartment (24) in accordance with the stroke of the control piston (60) in such a manner that, as the opening stroke of the injection valve member (28) increases, the control piston (60) releases a smaller effective area of flow. At a maximum opening stroke of the injection valve member (28), the released effective area of flow is smaller than the effective area of flow of the second throttle element (75).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 03/054375 A1



(57) Zusammenfassung: Die Kraftstoffeinspritzeinrichtung weist für jeden Zylinder der Brennkraftmaschine eine Kraftstoffhochdruckpumpe (10) und ein mit dieser verbundenes Kraftstoffeinspritzventil (12) auf. Ein Pumpenkolben (18) der Kraftstoffhochdruckpumpe (10) begrenzt einen Pumpenarbeitsraum (22), der mit einem Druckraum (40) des Kraftstoffeinspritzventils (12) verbunden ist, das ein Einspritzventilglied (28) aufweist, durch das Einspritzöffnungen (32) gesteuert werden und das durch den im Druckraum (40) herrschenden Druck gegen eine Schliesskraft in einer Öffnungsrichtung (29) bewegbar ist. Durch ein Steuerventil (80) wird eine Verbindung (74) eines mit dem Pumpenarbeitsraum (22) verbundenen, durch einen Steuerkolben (60) begrenzten Steuerdruckraums (62) mit einem Entlastungsraum (24) gesteuert, in der eine Drosselstelle (75) vorgesehen ist. Durch den Steuerkolben (60) wird ein Durchflussquerschnitt der Verbindung (74) des Steuerdruckraums (62) zum Entlastungsraum (24) abhängig vom Hub des Steuerkolbens (60) derart gesteuert, dass mit zunehmendem Öffnungshub des Einspritzventilglieds (28) durch den Steuerkolben (60) ein geringerer Durchflussquerschnitt freigegeben wird und dass bei maximalem Öffnungshub des Einspritzventilglieds (28) der freigegebene Durchflussquerschnitt geringer ist als der Durchflussquerschnitt der zweiten Drosselstelle (75).

Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine nach der Gattung des Anspruchs 1.

Eine solche Kraftstoffeinspritzeinrichtung ist durch die EP 0 987 431 A2 bekannt. Diese Kraftstoffeinspritzeinrichtung weist eine Kraftstoffhochdruckpumpe und ein mit dieser verbundenes Kraftstoffeinspritzventil für jeden Zylinder der Brennkraftmaschine auf. Die Kraftstoffhochdruckpumpe weist einen durch die Brennkraftmaschine in einer Hubbewegung angetriebenen Pumpenkolben auf, der einen Pumpenarbeitsraum begrenzt. Das Kraftstoffeinspritzventil weist einen mit dem Pumpenarbeitsraum verbundenen Druckraum und ein Einspritzventilglied auf, durch das wenigstens eine Einspritzöffnung gesteuert wird und das durch den im Druckraum herrschenden Druck beaufschlagt gegen eine Schließkraft in Öffnungsrichtung zur Freigabe der wenigstens einen Einspritzöffnung bewegbar ist. Es ist ein erstes elektrisch betätigtes Steuerventil vorgesehen, durch das eine Verbindung des Pumpenarbeitsraums mit einem Entlastungsraum gesteuert wird. Es ist außerdem ein zweites elektrisch betätigtes Steuerventil vorgesehen, durch das eine Verbindung eines Steuerdruckraums mit einem Entlastungsraum gesteuert wird. Der Steuerdruckraum ist über eine Drosselstelle mit dem Pumpenarbeitsraum verbunden. Der Steuerdruckraum ist durch einen Steuerkolben begrenzt, der sich am Einspritzventilglied in dessen Schließrichtung abstützt und der durch den im Steuerdruckraum herrschenden

Druck in Schließrichtung des Einspritzventilglieds beaufschlagt ist. Zu einer Kraftstoffeinspritzung wird das erste Steuerventil geschlossen und das zweite Steuerventil geöffnet, so daß sich im Steuerdruckraum kein Hochdruck aufbauen kann und das Kraftstoffeinspritzventil öffnen kann. Bei geöffnetem zweitem Steuerventil fließt jedoch aus dem Pumpenarbeitsraum über den Steuerdruckraum Kraftstoff ab, so daß die für die Einspritzung zur Verfügung stehende Kraftstoffmenge der durch den Pumpenkolben geförderten Kraftstoffmenge verringert wird und außerdem der für die Einspritzung zur Verfügung stehende Druck verringert wird. Hieraus folgt, daß der Wirkungsgrad der Kraftstoffeinspritzeinrichtung nicht optimal ist und der Verlauf der Kraftstoffeinspritzung nicht in gewünschter Weise eingestellt werden kann.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzeinrichtung mit den Merkmalen gemäß Anspruch 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß bei zur Kraftstoffeinspritzung geöffnetem zweitem Steuerventil und somit geöffnetem Kraftstoffeinspritzventil nur ein geringer Durchflußquerschnitt vom Steuerdruckraum zum Entlastungsraum freigegeben wird und somit nur eine geringe Kraftstoffmenge abströmt, wodurch der für die Einspritzung zur Verfügung stehende Druck und der Wirkungsgrad der Kraftstoffeinspritzeinrichtung erhöht ist. Zum Beginn bzw. zur Beendigung der Kraftstoffeinspritzung wird außerdem ein schnelles Öffnen bzw. Schließen des Kraftstoffeinspritzventils erreicht, was durch einen infolge des durch den Steuerkolben gesteuerten veränderlichen Durchflußquerschnitts auftretenden schnellen Druckabbau bzw. Druckaufbau im Steuerdruckraum beim Öffnen bzw. Schließen des zweiten Steuerventils ermöglicht wird.

In den abhängigen Ansprüchen sind vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzeinrichtung angegeben. Die Ausbildung gemäß Anspruch 2 ermöglicht auf einfache Weise die Steuerung des Durchflußquerschnitts.

Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen Figur 1 eine Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine in einem Längsschnitt in vereinfachter Darstellung, Figur 2 einen in Figur 1 mit II bezeichneten Ausschnitt in vergrößerter Darstellung mit einem Steuerkolben in einer ersten Hubstellung und Figur 3 den Ausschnitt II mit dem Steuerkolben in einer zweiten Hubstellung.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

In den Figuren 1 bis 3 ist eine Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs dargestellt. Die Brennkraftmaschine ist vorzugsweise eine selbstzündende Brennkraftmaschine. Die Kraftstoffeinspritzeinrichtung ist vorzugsweise als sogenannte Pumpe-Düse-Einheit ausgebildet und weist für jeden Zylinder der Brennkraftmaschine jeweils eine Kraftstoffhochdruckpumpe 10 und ein mit dieser verbundenes Kraftstoffeinspritzventil 12 auf, die eine gemeinsame Baueinheit bilden. Alternativ kann die Kraftstoffeinspritzeinrichtung auch als sogenanntes Pumpe-Leitung-Düse-System ausgebildet sein, bei dem die Kraftstoffhochdruckpumpe und das Kraftstoffeinspritzventil jedes Zylinders getrennt voneinander angeordnet und über eine Leitung miteinander verbunden sind. Die Kraftstoffhochdruckpumpe 10 weist einen Pumpenkörper 14 mit

einer Zylinderbohrung 16 auf, in der ein Pumpenkolben 18 dicht geführt ist, der zumindest mittelbar durch einen Nocken 20 einer Nockenwelle der Brennkraftmaschine entgegen der Kraft einer Rückstellfeder 19 in einer Hubbewegung angetrieben wird. Der Pumpenkolben 18 begrenzt in der Zylinderbohrung 16 einen Pumpenarbeitsraum 22, in dem beim Förderhub des Pumpenkolbens 18 Kraftstoff unter Hochdruck verdichtet wird. Dem Pumpenarbeitsraum 22 wird Kraftstoff aus einem Kraftstoffvorratsbehälter 24 des Kraftfahrzeugs zugeführt.

Das Kraftstoffeinspritzventil 12 weist einen mit dem Pumpenkörper 14 verbundenen Ventilkörper 26 auf, der mehrteilig ausgebildet sein kann, und in dem ein Einspritzventilglied 28 in einer Bohrung 30 längsverschiebbar geführt ist. Der Ventilkörper 26 weist an seinem dem Brennraum des Zylinders der Brennkraftmaschine zugewandten Endbereich wenigstens eine, vorzugsweise mehrere Einspritzöffnungen 32 auf. Das Einspritzventilglied 28 weist an seinem dem Brennraum zugewandten Endbereich eine beispielsweise etwa kegelförmige Dichtfläche 34 auf, die mit einem im Ventilkörper 26 in dessen dem Brennraum zugewandtem Endbereich ausgebildeten Ventilsitz 36 zusammenwirkt, von dem oder nach dem die Einspritzöffnungen 32 abführen. Im Ventilkörper 26 ist zwischen dem Einspritzventilglied 28 und der Bohrung 30 zum Ventilsitz 36 hin ein Ringraum 38 vorhanden, der in seinem dem Ventilsitz 36 abgewandten Endbereich durch eine radiale Erweiterung der Bohrung 30 in einen das Einspritzventilglied 28 umgebenden Druckraum 40 übergeht. Das Einspritzventilglied 28 weist auf Höhe des Druckraums 40 durch eine Querschnittsverringering eine Druckschulter 42 auf.

Am dem Brennraum abgewandten Ende des Einspritzventilglieds 28 greift wie in Figur 1 dargestellt beispielsweise über eine Hülse 48 eine vorgespannte Schließfeder 44 an, durch

die das Einspritzventilglied 28 in seiner Schließrichtung zum Ventilsitz 36 hin gedrückt wird. Die Schließfeder 44 ist in einem Federraum 46 eines Gehäuseteils 50 angeordnet, das sich an den Ventilkörper 26 anschließt. Der Federraum 46 ist durch eine zur Bohrung 30 im Ventilkörper 26 koaxiale Bohrung im Gehäuseteil 50 gebildet.

An die den Federraum 46 bildende Bohrung schließt sich gemäß Figur 1 an dessen der Bohrung 30 abgewandtem Ende im Gehäuseteil 50 eine weitere koaxiale Bohrung 52 mit beispielsweise kleinerem Durchmesser als dem Durchmesser des Federraums 46 an, in der ein Steuerkolben 60 dicht geführt ist, der sich auf dem Einspritzventilglied 28 abstützt. In der Bohrung 52 ist in deren dem Federraum 46 abgewandtem Endbereich durch den Steuerkolben 60 ein Steuerdruckraum 62 begrenzt. Der Steuerkolben 60 stützt sich über eine gegenüber diesem im Durchmesser kleinere Kolbenstange 61 am Einspritzventilglied 28 ab. Das dem Einspritzventilglied 28 zugewandte Ende der Kolbenstange 61 ragt von deren einem Ende in die Hülse 48 hinein und kann in dieser zusätzlich geführt werden. Vom anderen Ende der Hülse 48 her ragt in diese das Ende des im Durchmesser gegenüber der Kolbenstange 61 größeren Einspritzventilglieds 28 hinein. Zwischen der Kolbenstange 61 und dem Einspritzventilglied 28 kann innerhalb der Hülse 48 eine Ausgleichsscheibe 49 angeordnet sein, die eine exakte Einstellung der Länge des aus dem Einspritzventilglied 28 und dem Steuerkolben 60 bestehenden Verbundes zu ermöglichen, indem eine Scheibe 49 mit der erforderlichen Dicke verwendet wird. Die Schließfeder 44 umgibt die Kolbenstange 61 und stützt sich einerseits an der Hülse 48, und somit mittelbar am Einspritzventilglied 28, und andererseits an einem am Übergang von der Federraumbohrung 46 zu der im Durchmesser kleineren Steuerdruckraumbohrung 62 gebildeten Ringschulter anliegenden Federteller 64 ab.

Zwischen dem Gehäuseteil 50 und dem Pumpenkörper 14 ist eine Zwischenscheibe 54 angeordnet. Vom Pumpenarbeitsraum 22 führt durch den Pumpenkörper 14, die Zwischenscheibe 54, das Gehäuseteil 50 und den Ventilkörper 26 ein Kanal 70 zum Druckraum 40 des Kraftstoffeinspritzventils 12. Vom Pumpenarbeitsraum 22 führt durch die Zwischenscheibe 54 und das Gehäuseteil 50 ein Kanal 72 zum Steuerdruckraum 62. Im Kanal 72 ist im Gehäuseteil 50 eine erste Drosselstelle in Form einer Drosselbohrung 73 angeordnet. In den Steuerdruckraum 62 mündet außerdem ein Kanal 74, der eine Verbindung zu einem Entlastungsraum bildet, als der zumindest mittelbar der Kraftstoffvorratsbehälter 24 oder ein anderer Bereich dienen kann, in dem ein geringer Druck herrscht. Vom Pumpenarbeitsraum 22 oder vom Kanal 70 führt eine Verbindung 76 zu einem Entlastungsraum 24 ab, die durch ein erstes elektrisch betätigtes Steuerventil 78 gesteuert wird. Das Steuerventil 78 kann wie in Figur 1 dargestellt als 2/2-Wegeventil ausgebildet sein. Die Verbindung 74 des Steuerdruckraums 62 mit dem Entlastungsraum 24 wird durch ein zweites elektrisch betätigtes Steuerventil 80 gesteuert, das als 2/2-Wegeventil ausgebildet sein kann. Die Steuerventile 78, 80 können einen elektromagnetischen Aktor oder einen Piezoaktor aufweisen und werden durch eine elektronische Steuereinrichtung 82 angesteuert.

Wie in den Figuren 1 bis 3 dargestellt weist die Bohrung 52 in ihrem Endbereich zur Bildung des Steuerdruckraums 62 eine radiale Erweiterung auf. Der Kanal 72 mündet in den Steuerdruckraum 62 in einem Randbereich versetzt zur Längsachse 59 des Steuerkolbens 60. Der Kanal 74 mündet vorzugsweise in den Steuerdruckraum 62 coaxial zur Längsachse 59 des Steuerkolbens 60 und im Kanal 74 ist eine zweite Drosselstelle in Form einer Drosselbohrung 75 angeordnet. Die Drosselbohrung 75 ist mit Abstand von der Mündung des Kanals 74 in den Steuerdruckraum 62 im Gehäuseteil 50 angeordnet. Die Mündung 56 des Kanals 74 in

den Steuerdruckraum 62 ist derart ausgebildet, daß sich der Querschnitt des Kanals 74 zum Steuerdruckraum 62 hin vergrößert, wobei die Mündung 56 beispielsweise sich kegelförmig erweiternd ausgebildet sein kann. Der Steuerkolben 60 weist an seinem dem Einspritzventilglied 28 abgewandten Ende einen zu seiner Längsachse 59 koaxial angeordneten, zum Kanal 74 hin abstehenden Zapfen 66 auf, der im Querschnitt der Mündung 56 angepasst, beispielsweise gegenüber dem in der Bohrung 52 geführten Bereich des Steuerkolbens 60 kleiner ist. Der Zapfen 66 ist derart ausgebildet, daß er sich zum Kanal 74 hin verjüngt, wobei der Zapfen 66 beispielsweise sich kegelförmig verjüngend ausgebildet sein kann.

Der Steuerkolben 60 wirkt mit seinem Zapfen 66 mit der Mündung 56 des Kanals 74 zur Steuerung eines Durchflußquerschnitts aus dem Steuerdruckraum 62 in den Kanal 74 und durch diesen bei geöffnetem zweitem Steuerventil 80 zum Entlastungsraum 24 zusammen. Wenn der Steuerkolben 60 sich gemäß Figur 2 in einer Hubstellung befindet, in der er mit seinem Zapfen 66 in großem Abstand von der Mündung 56 des Kanals 74 angeordnet ist, so wird zwischen dem Zapfen 66 und der Mündung 56 ein großer Durchflußquerschnitt aus dem Steuerdruckraum 62 in den Kanal 74 freigegeben. Den kleinsten Durchflußquerschnitt für das Abströmen von Kraftstoff aus dem Steuerdruckraum 62 stellt dabei die Drosselbohrung 75 im Gehäuseteil 50 dar, die einen definierten festen Durchflußquerschnitt aufweist. In dieser Hubstellung befindet sich der Steuerkolben 60 wenn das Kraftstoffeinspritzventil 12 geschlossen ist und dessen Einspritzventilglied 28 mit seiner Dichtfläche 34 am Ventilsitz 36 anliegt. Wenn der Steuerkolben 60 sich in einer Hubbewegung mit seinem Zapfen 66 auf die Mündung 56 des Kanals 74 zubewegt, so wird der freigegebene Durchflußquerschnitt geringer. Wenn der Steuerkolben 60 gemäß Figur 3 mit seinem Zapfen 66 nur mit geringem Abstand

zur Mündung 56 des Kanals 74 angeordnet ist, so wird nur noch ein Durchflußquerschnitt freigegeben, der geringer ist als der Durchflußquerschnitt der Drosselstelle 75, so daß der Durchflußquerschnitt zwischen Zapfen 66 und Mündung 56 die eigentliche Drosselstelle für aus dem Steuerdruckraum 62 abströmenden Kraftstoff darstellt. In dieser Hubstellung befindet sich der Steuerkolben 60 wenn das Kraftstoffeinspritzventil 12 geöffnet ist und dessen Einspritzventilglied 28 mit seiner Dichtfläche 34 vom Ventilsitz 36 abgehoben ist.

Nachfolgend wird die Funktion der Kraftstoffeinspritzeinrichtung erläutert. Beim Saughub des Pumpenkolbens 18 wird diesem Kraftstoff aus dem Kraftstoffvorratsbehälter 24 zugeführt. Beim Förderhub des Pumpenkolbens 18 beginnt die Kraftstoffeinspritzung mit einer Voreinspritzung, wobei das erste Steuerventil 78 durch die Steuereinrichtung 82 geschlossen wird, so daß der Pumpenarbeitsraum 22 vom Entlastungsraum 24 getrennt ist. Das zweite Steuerventil 80 kann zunächst geschlossen sein, so daß der Steuerdruckraum 62 vom Entlastungsraum 24 getrennt ist und in diesem derselbe Druck wie im Pumpenarbeitsraum 22 herrscht, so daß keine Kraftstoffeinspritzung ergoßen kann. Zum Beginn der Kraftstoffeinspritzung wird durch die Steuereinrichtung 72 das zweite Steuerventil 80 dann geöffnet, so daß der Steuerdruckraum 62 mit dem Entlastungsraum 24 verbunden ist. In diesem Fall kann sich im Steuerdruckraum 62 kein Hochdruck aufbauen, da dieser zum Entlastungsraum 24 hin entlastet ist. Wenn der Druck im Pumpenarbeitsraum 22 und damit im Druckraum 40 des Kraftstoffeinspritzventils 12 so groß ist, daß die durch diesen über die Druckschulter 42 auf das Einspritzventilglied 28 ausgeübte Druckkraft größer ist als die Summe der Kraft der Schließfeder 44 und der auf den Steuerkolben 60 durch den im Steuerdruckraum 62 wirkenden Restdruck wirkenden Druckkraft, so bewegt sich das

Einspritzventilglied 28 in Öffnungsrichtung 29 und gibt die wenigstens eine Einspritzöffnung 32 frei. Der Steuerkolben 60 nimmt dabei seine Hubstellung gemäß Figur 2 ein, in der zwischen dessen Zapfen 66 und der Mündung 56 des Kanals 74 nur ein geringer Durchflußquerschnitt freigegeben ist, so daß eine Drosselstelle mit geringerem Durchflußquerschnitt als dem der Drosselbohrung 75 gebildet ist. Von dem durch den Pumpenkolben 18 geförderten Kraftstoff kann somit nur eine geringe Teilmenge über die Drosselstelle zwischen dem Zapfen 66 und der Mündung 56 durch den Kanal 74 und das geöffnete zweite Steuerventil 80 in den Entlastungsraum 24 abströmen.

Zur Beendigung der Voreinspritzung wird durch die Steuereinrichtung das zweite Steuerventil 80 geschlossen, so daß der Steuerdruckraum 62 vom Entlastungsraum 24 getrennt ist. Das erste Steuerventil 78 bleibt in seiner geschlossenen Stellung. Im Steuerdruckraum 62 baut sich dabei Hochdruck wie im Pumpenarbeitsraum 22 auf, so daß auf den Steuerkolben 60 eine große Druckkraft in Schließrichtung wirkt und das Einspritzventilglied 28 in seine Schließstellung bewegt wird. Der Steuerkolben 60 nimmt dann seine Hubstellung gemäß Figur 3 ein.

Für eine nachfolgende Haupteinspritzung wird das zweite Steuerventil 80 durch die Steuereinrichtung 82 geöffnet. Das Kraftstoffeinspritzventil 12 öffnet dann infolge der reduzierten Druckkraft auf den Steuerkolben 60 und das Einspritzventilglied 28 bewegt sich über seinen maximalen Öffnungshub in seine Öffnungsstellung. Bei der Öffnungsbewegung des Einspritzventilglieds 28 ist zunächst der Durchflußquerschnitt der Drosselbohrung 75 als kleinster Durchflußquerschnitt wirksam, da zwischen dem Zapfen 66 des Steuerkolbens 60 und der Mündung 56 des Kanals 74 ein großer Durchflußquerschnitt freigegeben ist. Hierdurch wird ein schnelles Öffnen des Kraftstoffeinspritzventils 12

ermöglicht, da die Drosselbohrung 75 mit relativ großem Durchflußquerschnitt ausgebildet sein kann. Wenn das Kraftstoffeinspritzventil 12 ganz geöffnet ist, so ist der Zapfen 66 des Steuerkolbens 60 mit geringem Abstand von der Mündung 56 des Kanals 74 angeordnet, so daß nur noch ein geringer Durchflußquerschnitt freigegeben ist, der geringer ist als der Durchflußquerschnitt der Drosselbohrung 75. Der Steuerkolben 60 bleibt in einem Gleichgewichtszustand mit seinem Zapfen 66 im Abstand von der Mündung 56 des Kanals 74, da bei an der Mündung 56 zur Anlage kommendem Zapfen 66 der Steuerdruckraum 62 ganz vom Entlastungsraum 24 getrennt wäre, so daß der Druck im Steuerdruckraum 62 ansteigen würde, was wiederum zur Folge hätte, daß sich das Einspritzventilglied 28 in Schließrichtung bewegen würde und sich der Steuerkolben 60 mit seinem Zapfen 66 von der Mündung 56 entfernen würde. Hierdurch würde wieder ein größerer Durchflußquerschnitt freigegeben, so daß der Druck im Steuerdruckraum 62 wieder abnehmen würde und das Einspritzventilglied 28 sich in Öffnungsrichtung 29 bewegen würde, so daß der Abstand zwischen Zapfen 66 und Mündung 56 und damit der Durchflußquerschnitt wieder kleiner würde. Der Zapfen 66 des Steuerkolbens 60 und die Mündung 56 des Kanals 74 bilden einen hydraulischen Anschlag für den Steuerkolben 60 und das Einspritzventilglied 28.

Zur Beendigung der Haupteinspritzung wird das zweite Steuerventil 80 durch die Steuereinrichtung 82 in seine geschlossene Schaltstellung gebracht, so daß der Steuerdruckraum 62 vom Entlastungsraum 24 getrennt ist und sich in diesem Hochdruck aufbaut und über die auf den Steuerkolben 60 wirkende Kraft das Kraftstoffeinspritzventil 12 geschlossen wird. Bei der Schließbewegung des Einspritzventilglieds 28 wird durch den Steuerkolben 60 ein großer Durchflußquerschnitt zwischen dessen Zapfen 66 und der Mündung 56 freigegeben, so daß der Druck im Steuerdruckraum 62 schnell ansteigt und auf den Steuerkolben

60 eine hohe Druckkraft wirkt, so daß das Kraftstoffeinspritzventil 12 schnell schließt. Für eine Nacheinspritzung von Kraftstoff wird das zweite Steuerventil 80 durch die Steuereinrichtung 82 nochmals geöffnet, so daß infolge des verringerten Drucks im Steuerdruckraum 62 das Kraftstoffeinspritzventil 12 öffnet. Zur Beendigung der Nacheinspritzung wird das zweite Steuerventil 80 geschlossen und/oder das erste Steuerventil 78 geöffnet.

Ansprüche

1. Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine mit einer Kraftstoffhochdruckpumpe (10) und einem mit dieser verbundenen Kraftstoffeinspritzventil (12) für jeden Zylinder der Brennkraftmaschine, wobei die Kraftstoffhochdruckpumpe (10) einen durch die Brennkraftmaschine in einer Hubbewegung angetriebenen Pumpenkolben (18) aufweist, der einen Pumpenarbeitsraum (22) begrenzt, dem Kraftstoff aus einem Kraftstoffvorratsbehälter (24) zugeführt wird, wobei das Kraftstoffeinspritzventil (12) einen mit dem Pumpenarbeitsraum (22) verbundenen Druckraum (40) und ein Einspritzventilglied (28) aufweist, durch das wenigstens eine Einspritzöffnung (32) gesteuert wird, das von dem im Druckraum (40) herrschenden Druck beaufschlagt gegen eine Schließkraft in Öffnungsrichtung (29) zur Freigabe der wenigstens einen Einspritzöffnung (32) bewegbar ist, mit einem ersten Steuerventil (78), durch das eine Verbindung (76) des Pumpenarbeitsraums (22) mit einem Entlastungsraum (24) gesteuert wird und mit einem zweiten Steuerventil (80), durch das eine Verbindung (74) eines Steuerdruckraums (62) des Kraftstoffeinspritzventils mit einem Entlastungsraum (24) gesteuert wird, wobei der Steuerdruckraum (62) zumindest mittelbar eine Verbindung (62) mit dem Pumpenarbeitsraum (22) aufweist, in der eine erste Drosselstelle (73) vorgesehen ist, wobei der Steuerdruckraum (62) durch einen Steuerkolben (60) begrenzt ist, der auf das Einspritzventilglied (28) in einer Schließrichtung wirkt, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindung (74) des Steuerdruckraums (62) mit dem Entlastungsraum (24) eine zweite Drosselstelle (75) mit

festem Durchflußquerschnitt vorgesehen ist, daß der Steuerkolben (60) mit seiner dem Einspritzventilglied (28) abgewandten Seite (66) einen Durchflußquerschnitt aus dem Steuerdruckraum (62) zu der Verbindung (74) zum Entlastungsraum (24) abhängig vom Hub des Steuerkolbens (60) derart steuert, daß mit zunehmendem Öffnungshub des Einspritzventilglieds (28) durch den Steuerkolben (60) ein geringerer Durchflußquerschnitt freigegeben wird und daß bei maximalem Öffnungshub des Einspritzventilglieds (28) der freigegebene Durchflußquerschnitt geringer ist als der Durchflußquerschnitt der zweiten Drosselstelle (75).

2. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben (60) an seiner dem Einspritzventilglied (28) abgewandten Seite einen Zapfen (66) aufweist, mit dem der Steuerkolben (60) bei geöffnetem Einspritzventilglied (28) in eine Mündung (56) der Verbindung (74) des Steuerdruckraums (62) mit dem Entlastungsraum (24) eintaucht und daß zwischen dem Zapfen (66) und der Mündung (56) der Durchflußquerschnitt durch den Steuerkolben (60) gesteuert wird.

3. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Zapfen (66) und die Mündung (56) der Verbindung (74) jeweils zumindest annähernd kegelförmig ausgebildet sind.

4. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerdruckraum (62) in einer Bohrung (52) in einem Gehäuseteil (50) der Kraftstoffeinspritzeinrichtung ausgebildet ist und daß die erste Drosselstelle (73) und die zweite Drosselstelle (75) als Drosselbohrungen in diesem Gehäuseteil (50) ausgebildet sind.

5. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß sich an die den Steuerdruckraum (62) bildende Bohrung (52) im Gehäuseteil (50) eine weitere, einen Federraum (46) bildende Bohrung anschließt, in der eine zumindest mittelbar auf das Einspritzventilglied (28) wirkende, zur Erzeugung der Schließkraft dienende Schließfeder (44) angeordnet ist, wobei der Steuerdruckraum (62) vom Federraum (46) durch den Steuerkolben (60) getrennt ist.

6. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftstoffhochdruckpumpe (10) und das Kraftstoffeinspritzventil (12) eine gemeinsame Baueinheit bilden und daß das Gehäuseteil (50) zwischen einem Pumpenkörper (14) der Kraftstoffhochdruckpumpe (10) und einem Ventilkörper (26) des Kraftstoffeinspritzventils (12) angeordnet ist.

Fig. 1

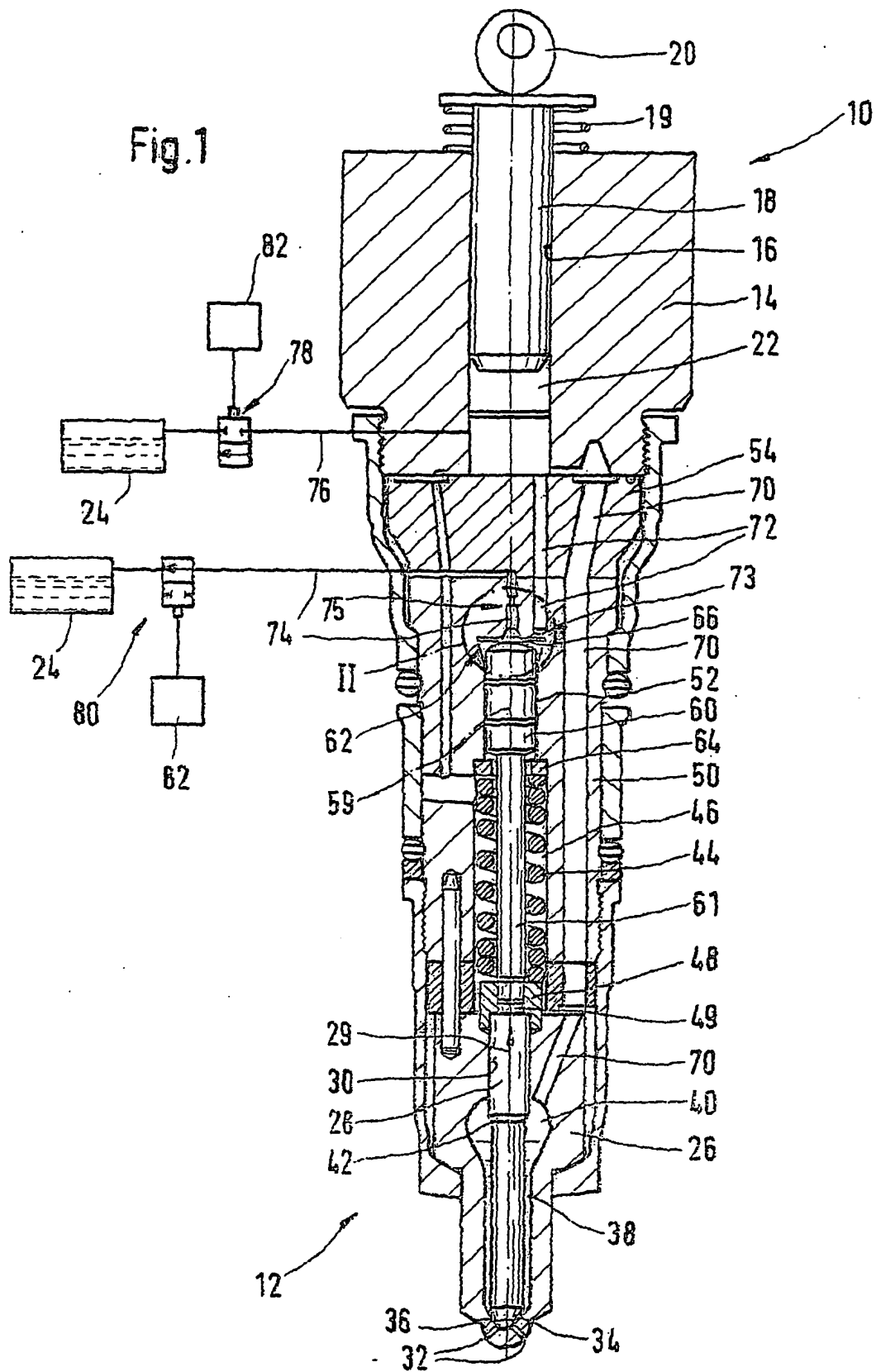


Fig.2

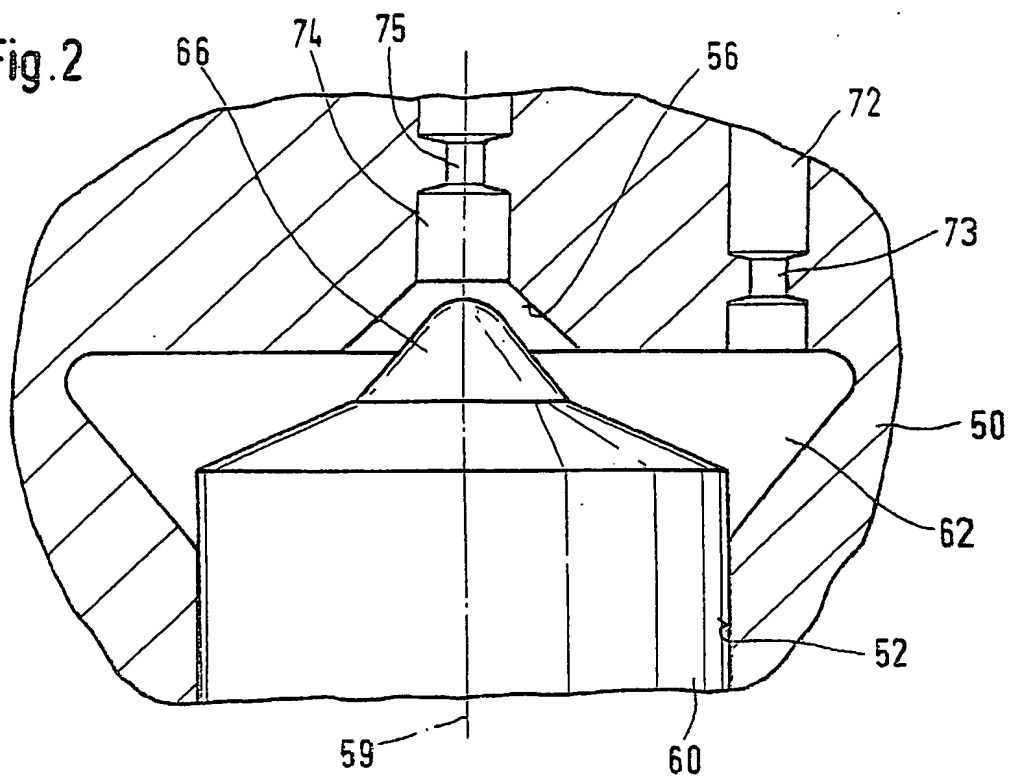
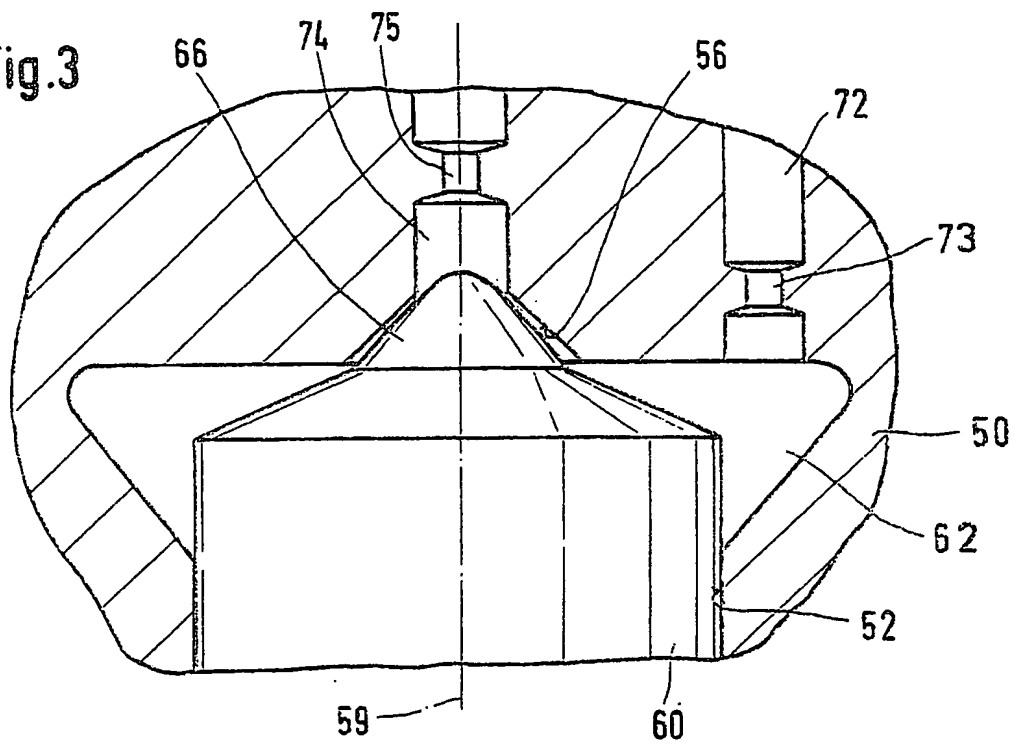


Fig.3



A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F02M47/02 F02M57/02 F02M61/16

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F02M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 39 00 762 A (VOEST ALPINE AUTOMOTIVE) 19 July 1990 (1990-07-19) column 3, line 7 - line 51; figures 1-3 ---	1-3
A	DE 199 39 445 A (BOSCH GMBH ROBERT) 1 March 2001 (2001-03-01) column 4, line 28 - column 5, line 4; figures 1,2 ---	1-3
A	WO 01 59289 A (BOSCH GMBH ROBERT ; HOFMANN KARL (DE)) 16 August 2001 (2001-08-16) abstract; figures 1,2 ---	1-3
A	EP 0 987 431 A (LUCAS INDUSTRIES LTD) 22 March 2000 (2000-03-22) cited in the application abstract; figure 2 -----	1



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

*** Special categories of cited documents:*****A*** document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance***E*** earlier document but published on or after the international filing date***L*** document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)***O*** document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means***P*** document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed***T*** later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention***X*** document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone***Y*** document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.***&*** document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

6 March 2003

Date of mailing of the international search report

13/03/2003

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Schmitter, T

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 3900762	A	19-07-1990	DE 3900762 A1	19-07-1990
			WO 9008256 A1	26-07-1990
			WO 9008257 A1	26-07-1990
			AT 119238 T	15-03-1995
			DE 59008568 D1	06-04-1995
			EP 0404916 A1	02-01-1991
			EP 0404917 A1	02-01-1991
			JP 3504034 T	05-09-1991
			JP 3504035 T	05-09-1991
			US 5125581 A	30-06-1992
			US 5125580 A	30-06-1992
DE 19939445	A	01-03-2001	DE 19939445 A1	01-03-2001
			WO 0114715 A1	01-03-2001
			EP 1210512 A1	05-06-2002
WO 0159289	A	16-08-2001	DE 10006111 A1	30-08-2001
			BR 0104462 A	08-01-2002
			WO 0159289 A2	16-08-2001
			EP 1177374 A1	06-02-2002
			US 2002134852 A1	26-09-2002
EP 0987431	A	22-03-2000	EP 0987431 A2	22-03-2000
			US 6267306 B1	31-07-2001

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 IPK 7 F02M47/02 F02M57/02 F02M61/16

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F02M

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der Internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 39 00 762 A (VOEST ALPINE AUTOMOTIVE) 19. Juli 1990 (1990-07-19) Spalte 3, Zeile 7 - Zeile 51; Abbildungen 1-3 ---	1-3
A	DE 199 39 445 A (BOSCH GMBH ROBERT) 1. März 2001 (2001-03-01) Spalte 4, Zeile 28 - Spalte 5, Zeile 4; Abbildungen 1,2 ---	1-3
A	WO 01 59289 A (BOSCH GMBH ROBERT ; HOFMANN KARL (DE)) 16. August 2001 (2001-08-16) Zusammenfassung; Abbildungen 1,2 ---	1-3
A	EP 0 987 431 A (LUCAS INDUSTRIES LTD) 22. März 2000 (2000-03-22) in der Anmeldung erwähnt Zusammenfassung; Abbildung 2 -----	1

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

G Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

6. März 2003

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

13/03/2003

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
 Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Beauftragter

Schmitter, T

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 3900762 A	19-07-1990	DE 3900762 A1	19-07-1990
		WO 9008256 A1	26-07-1990
		WO 9008257 A1	26-07-1990
		AT 119238 T	15-03-1995
		DE 59008568 D1	06-04-1995
		EP 0404916 A1	02-01-1991
		EP 0404917 A1	02-01-1991
		JP 3504034 T	05-09-1991
		JP 3504035 T	05-09-1991
		US 5125581 A	30-06-1992
		US 5125580 A	30-06-1992
DE 19939445 A	01-03-2001	DE 19939445 A1	01-03-2001
		WO 0114715 A1	01-03-2001
		EP 1210512 A1	05-06-2002
WO 0159289 A	16-08-2001	DE 10006111 A1	30-08-2001
		BR 0104462 A	08-01-2002
		WO 0159289 A2	16-08-2001
		EP 1177374 A1	06-02-2002
		US 2002134852 A1	26-09-2002
EP 0987431 A	22-03-2000	EP 0987431 A2	22-03-2000
		US 6267306 B1	31-07-2001

(19) **United States**(12) **Patent Application Publication** (10) Pub. No.: **US 2004/0065751 A1****Boehland et al.**

(43) Pub. Date:

Apr. 8, 2004(54) **FUEL INJECTION DEVICE FOR AN
INTERNAL COMBUSTION ENGINE**(76) Inventors: **Peter Boehland**, Marbach (DE);
Michael Kurrle, Wendlingen (DE);
Joerg-Peter Fischer, Deizisau (DE)

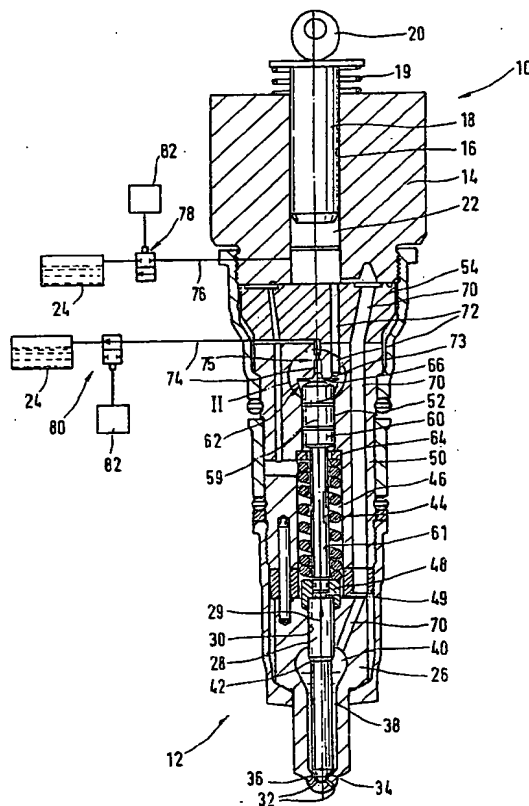
Correspondence Address:

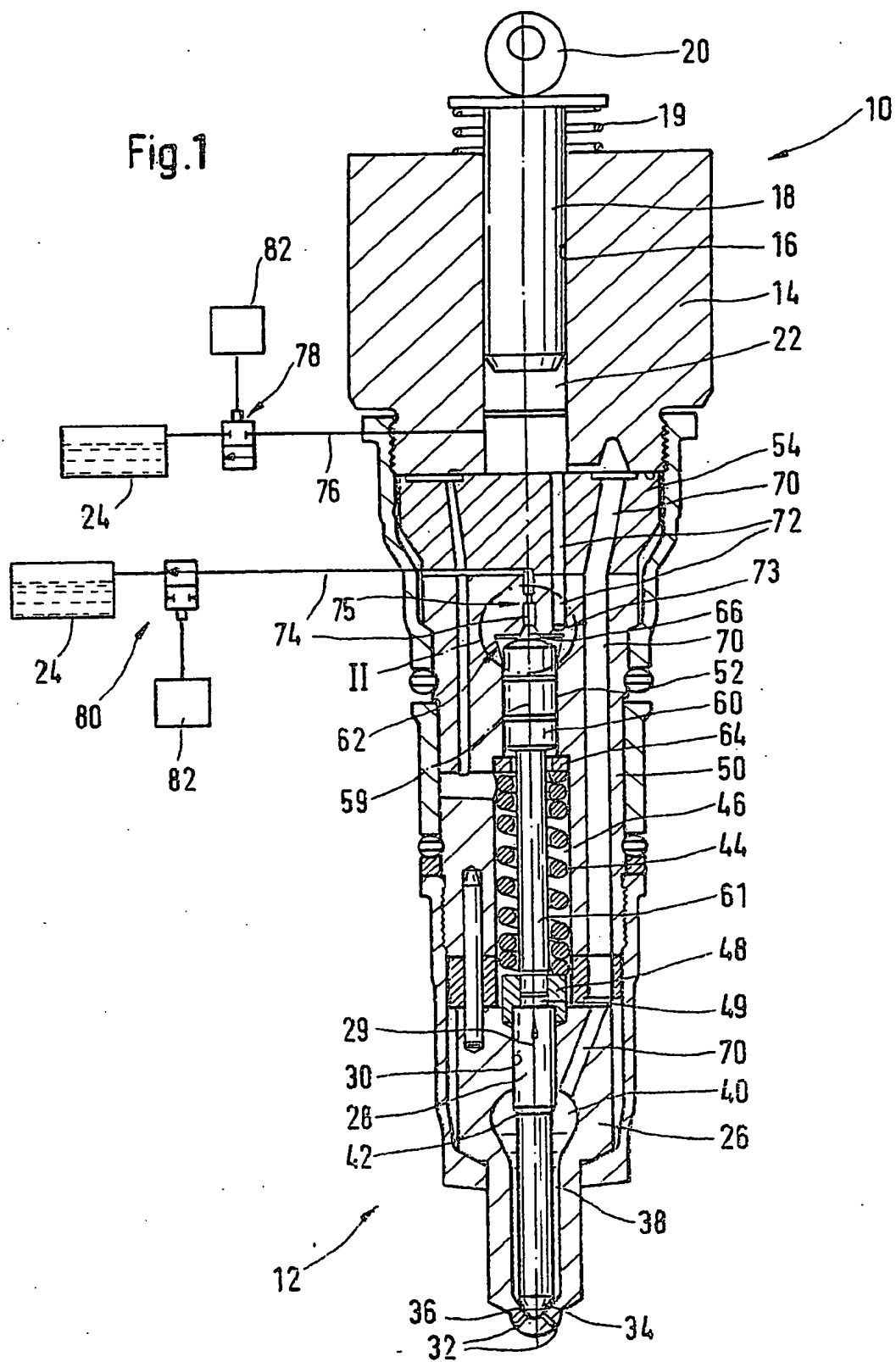
RONALD E. GREIGG**GREIGG & GREIGG P.L.L.C.****1423 POWHATAN STREET, UNIT ONE****ALEXANDRIA, VA 22314 (US)**(21) Appl. No.: **10/470,350**(22) PCT Filed: **Nov. 12, 2002**(86) PCT No.: **PCT/DE02/04139**(30) **Foreign Application Priority Data**

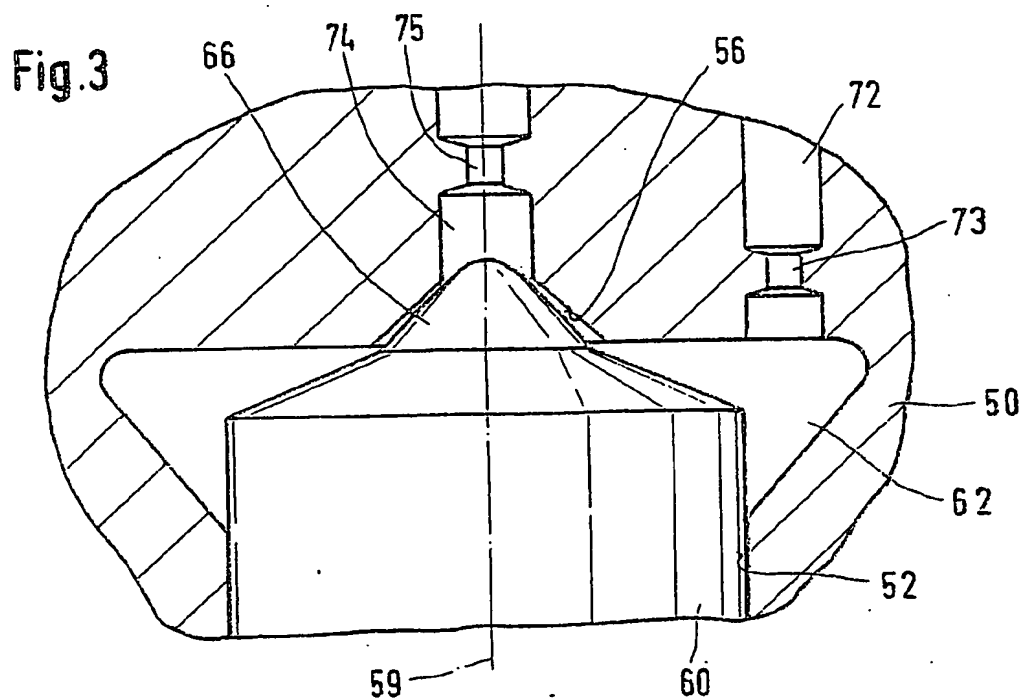
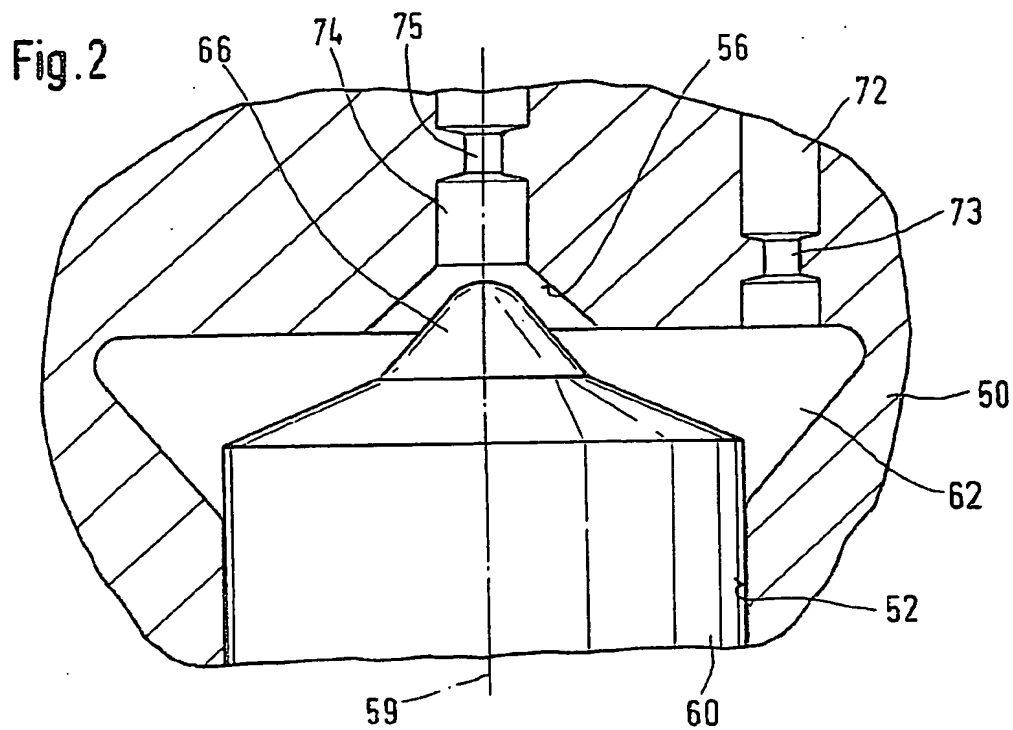
Dec. 7, 2001 (DE)..... 101 60 264.2

Publication Classification(51) Int. Cl.⁷ **F02M 47/02**(52) U.S. Cl. **239/88**(57) **ABSTRACT**

The fuel injection system has one high-pressure fuel pump (10) and one fuel injection valve (12), communicating with it, for each cylinder of the internal combustion engine. A pump piston (18) of the high-pressure fuel pump (10) defines a pump work chamber (22), which communicates with a pressure chamber (40) of the fuel injection valve (12); the fuel injection valve has an injection valve member (28), by which injection openings (32) are controlled and which is movable in an opening direction (29) counter to a closing force by the pressure prevailing in the pressure chamber (40). By means of a control valve (80), a connection (74) of the pump work chamber (22) with a relief chamber (24) is controlled, and having a second control valve (80), by which a connection (74) of a control pressure chamber (62), which communicates with the pump work chamber (22) and is defined by a control piston (60), with a relief chamber (24) is controlled, in which connection a throttle restriction (75) is provided. By means of the control piston (60), a flow cross section of the connection (74) of the control pressure chamber (62) with the relief chamber (24) is controlled as a function of the stroke of the control piston (60), such that with an increasing opening stroke of the injection valve member (28), a smaller flow cross section is uncovered by the control piston (60); and that at the maximum opening stroke of the injection valve member (28), the uncovered flow cross section is smaller than the flow cross section of the second throttle restriction (75).







FUEL INJECTION DEVICE FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

PRIOR ART

[0001] The invention is based on a fuel injection system for an internal combustion engine as generically defined by the preamble to claim 1.

[0002] One such fuel injection system is known from European Patent Disclosure EP 0 987 431 A2. This fuel injection system has one high-pressure fuel pump and one fuel injection valve communicating with it for each cylinder of the engine. The high-pressure fuel pump has a pump piston, which is driven by the engine in a reciprocating motion and defines a pump work chamber. The fuel injection valve has a pressure chamber communicating with the pump work chamber and also has an injection valve member, by which at least one injection opening is controlled and which is movable, acted upon by the pressure prevailing in the pressure chamber, in the opening direction counter to a closing force to uncover the at least one injection opening. A first electrically actuated control valve is provided, by which a connection of the pump work chamber with a relief chamber is controlled. A second electrically actuated control valve is also provided, by which a connection of a control pressure chamber with a relief chamber is controlled. The control pressure chamber communicates with the pump work chamber via a throttle restriction. The control pressure chamber is defined by a control piston, which is braced on the injection valve member in its closing direction and which is urged in the closing direction of the injection valve member by the pressure prevailing in the control pressure chamber. For a fuel injection, the first control valve is closed and the second control valve is opened, so that high pressure cannot build up in the control pressure chamber, and the fuel injection valve can open. However, when the second control valve is opened, fuel flows out of the pump work chamber via the control pressure chamber, so that of the fuel quantity pumped by the pump piston, the fuel quantity available for injection is reduced, as is the pressure available for the injection. As a consequence, the efficiency of the fuel injection system is not optimal, and the course of the fuel injection cannot be adjusted in the desired way.

ADVANTAGES OF THE INVENTION

[0003] The fuel injection system of the invention having the characteristics of claim 1 has the advantage over the prior art that when the second control valve has been opened for fuel injection and the fuel injection valve is thus open, only a small flow cross section from the control pressure chamber to the relief chamber is uncovered, and thus only a slight fuel quantity flows out; as a result, the pressure available for the injection and the efficiency of the fuel injection system are increased. At the onset of termination of fuel injection, fast opening and closure of the fuel injection valve are moreover attained, which is made possible by a fast pressure reduction and pressure buildup in the control pressure chamber upon opening and closure, respectively, of the second control valve, as a consequence of the variable flow cross section controlled by the control piston.

[0004] Advantageous features and refinements of the fuel injection system of the invention are defined by the dependent claims. The embodiment of claim 2 makes it possible in a simple way to control the flow cross section.

DRAWING

[0005] One exemplary embodiment of the invention is shown in the drawing and explained in further detail in the ensuing description.

[0006] FIG. 1 shows a fuel injection system for an internal combustion engine in a longitudinal section, in a simplified illustration;

[0007] FIG. 2 shows an enlarged detail, marked II in FIG. 1, with a control piston in a first stroke position; and

[0008] FIG. 3 shows the detail II with the control piston in a second stroke position.

DESCRIPTION OF THE EXEMPLARY EMBODIMENT

[0009] In FIGS. 1-3, a fuel injection system for an internal combustion engine of a motor vehicle is shown. The engine is preferably a self-igniting internal combustion engine. The fuel injection system is preferably embodied as a so-called unit fuel injector, and for each cylinder of the engine, it has one high-pressure fuel pump 10 and one fuel injection valve 12, communicating with it, and these form a common structural unit. Alternatively, the fuel injection system can be embodied as a so-called pump-line-nozzle system, in which the high-pressure fuel pump and the fuel injection valve of each cylinder are disposed separately from one another and communicate with one another via a line. The high-pressure fuel pump 10 has a pump body 14 with a cylinder bore 16, in which a pump piston 18 is guided tightly; the pump piston is driven in a reciprocating motion at least indirectly by a cam 20 of a camshaft of the engine, counter to the force of a restoring spring 19. In the cylinder bore 16, the pump piston 18 defines a pump work chamber 22, in which fuel is compressed at high pressure in the pumping stroke of the pump piston 18. Fuel is delivered to the pump work chamber 22 from a fuel tank 24 of the motor vehicle.

[0010] The fuel injection valve 12 has a valve body 26, which communicates with the pump body 14 and can be embodied in multiple parts, and in which an injection valve member 28 is guided longitudinally displaceably in a bore 30. The valve body 26, in its end region toward the combustion chamber of the cylinder of the engine, has at least one and preferably a plurality of injection openings 32. The injection valve member 28, in its end region toward the combustion chamber, has a sealing face 34, which is for instance approximately conical, and which cooperates with a valve seat 36, embodied in the valve body 26 in its end region toward the combustion chamber; the injection openings 32 lead away from this valve seat or downstream of it. In the valve body 26, between the injection valve member 28 and the bore 30, toward the valve seat 36, there is an annular chamber 38, which in its end region remote from the valve seat 36 changes over, by means of a radial enlargement of the bore 30, into a pressure chamber 40 surrounding the injection valve member 28. At the level of the pressure chamber 40, as a result of a cross-sectional reduction, the injection valve member 28 has a pressure shoulder 42.

[0011] The end of the injection valve member 28 remote from the combustion chamber is engaged, as shown in FIG. 1, for instance via a sleeve 48, by a prestressed closing spring 44, by which the injection valve member 28 is urged in its closing direction toward the valve seat 36. The closing

spring 44 is disposed in a spring chamber 46 of a housing part 50 that adjoins the valve body 26. The spring chamber 46 is formed by a bore in the housing part 50 that is coaxial to the bore 30 in the valve body 26.

[0012] As shown in FIG. 1, on the end of the spring chamber remote from the bore 30, the bore that forms the spring chamber 46 is adjoined in the housing part 50 by a further coaxial bore 52, which is for instance smaller in diameter than the diameter of the spring chamber 46, and in which a control piston 60 braced on the injection valve member 28 is tightly guided. In the bore 52, in its end region remote from the spring chamber 46, a control pressure chamber 62 is defined by the control piston 60. The control piston 60 is braced on the injection valve member 28, via a piston rod 61 whose diameter is smaller than that of the control piston. The end of the piston rod 61 oriented toward the injection valve member 28 protrudes from one end into the sleeve 48 and can additionally be guided therein. From the other end of the sleeve 48, the end of the injection valve member 28, which is larger in diameter than the piston rod 61, protrudes into the sleeve. A compensation disk 49 can be disposed inside the sleeve 48, between the piston rod 61 and the injection valve member 28, to make it possible, by using a disk 49 of the appropriate thickness, to adjust the length of the unit comprising the injection valve member 28 and the control piston 60 exactly. The closing spring 44 surrounds the piston rod 61 and is braced on one end on the sleeve 48, and hence indirectly on the injection valve member 28, and on the other end on a spring plate 64 that rests on an annular shoulder formed at the transition from the spring chamber bore 46 to the smaller-diameter control pressure chamber bore 62.

[0013] A shim 54 is disposed between the housing part 50 and the pump body 14. From the pump work chamber 22, a conduit 70 leads through the pump body 14, the shim 54, the housing part 50 and the valve body 26 to the pressure chamber 40 of the fuel injection valve 12. A conduit 72 also leads from the pump work chamber 22 through the shim 54 and the housing part 50 to the control pressure chamber 62. A first throttle restriction in the form of a throttle bore 73 is disposed in the conduit 72 in the housing part 50. A conduit 74, which forms a communication with a relief chamber, as which the fuel tank 24 or some other region where a low pressure prevails can serve at least indirectly, also discharges into the control pressure chamber 62. From the pump work chamber 22 or from the conduit 70, a connection 76 leads to a relief chamber 24, which is controlled by a first electrically actuated control valve 78. The control valve 78 can be embodied as a 2/2-way valve, as shown in FIG. 1. The connection 74 of the control pressure chamber 62 with the relief chamber 24 is controlled by a second electrically actuated control valve 80, which can be embodied as a 2/2-way valve. The control valves 78, 80 can have an electromagnetic actuator or a piezoelectric actuator and are triggered by an electronic control unit 82.

[0014] As shown in FIGS. 1-3, the bore 52 has a radial enlargement in its end region, for forming the control pressure chamber 62. The conduit 72 discharges into the control pressure chamber 62 in a peripheral region, offset from the longitudinal axis 59 of the control piston 60. The conduit 74 preferably discharges into the control pressure chamber 62 coaxially with the longitudinal axis 59 of the control piston 60, and a second throttle restriction in the

form of a throttle bore 75 is disposed in the conduit 74. The throttle bore 75 is disposed in the housing part 50, spaced apart from the orifice where the conduit 74 discharges into the control pressure chamber 62. The orifice 56 where the conduit 74 discharges into the control pressure chamber 62 is embodied such that the cross section of the conduit 74 increases toward the control pressure chamber 62; the orifice 56 can for instance be embodied as conically widened. The control piston 60, on its end remote from the injection valve member 28, has a tang 66, disposed coaxially to the longitudinal axis 59 of the injection valve member and protruding toward the conduit 74; the tang is adapted in cross section to the orifice 56, for instance being smaller than the region of the control piston 60 that is guided in the bore 52. The tang 66 is embodied such that it tapers toward the conduit 74; for instance, the tang 66 can be embodied as tapering conically.

[0015] The control piston 60, with its tang 66, cooperates with the orifice 56 of the conduit 74 for controlling a flow cross section out of the control pressure chamber 62 into the conduit 74 and through this conduit, when the second control valve 80 is open, into the relief chamber 24. When the control piston 60 is in a stroke position as shown in FIG. 2, in which it is disposed with its tang 66 at a great spacing from the orifice 56 of the conduit 74, a large flow cross section from the control pressure chamber 62 into the conduit 74 is uncovered between the tang 66 and the orifice 56. The least flow cross section for the outflow of fuel from the control pressure chamber 62 is represented by the throttle bore 75 in the housing part 50, which bore has a defined, fixed flow cross section. The control piston 60 is located in this stroke position when the fuel injection valve 12 is closed and its injection valve member 28 is resting with its sealing face 34 on the valve seat 36. When the control piston 60, in a reciprocating motion, moves with its tang 66 toward the orifice 56 of the conduit 74, the uncovered flow cross section becomes smaller. When the control piston 60 as shown in FIG. 3 is disposed with its tang 66 at only a slight spacing from the orifice 56 of the conduit 74, then only a flow cross section that is smaller than the flow cross section of the throttle restriction 75 is now uncovered, so that the flow cross section between the tang 66 and the orifice 56 represents the actual throttle restriction for fuel flowing out of the control pressure chamber 62. The control piston 60 is located in this stroke position when the fuel injection valve 12 is open and its injection valve member 28 has lifted with its sealing face 34 from the valve seat 36.

[0016] The function of the fuel injection system will now be explained. In the intake stroke of the pump piston 18, fuel from the fuel tank 24 is delivered to the pump piston. In the pumping stroke of the pump piston 18, the fuel injection begins, with a preinjection in which the first control valve 78 is closed by the control unit 82, so that the pump work chamber 22 is disconnected from the relief chamber 24. The second control valve 80 can initially be closed, so that the control pressure chamber 62 is disconnected from the relief chamber 24, and the same pressure prevails in the control pressure chamber as in the pump work chamber 22, so that no fuel injection can occur. At the onset of the fuel injection, the second control valve 80 is then opened by the control unit 72, so that the control pressure chamber 62 is in communication with the relief chamber 24. In this case high pressure cannot build up in the control pressure chamber 62, because the control pressure chamber is relieved toward the relief chamber 24. When the pressure in the pump work

chamber 22 and thus in the pressure chamber 40 of the fuel injection valve 12 is so great that the pressure force exerted by the fuel injection valve on the injection valve member 28 via the pressure shoulder 42 is greater than the total force of the closing spring 44 and of the pressure force acting on the control piston 60 as a result of the residual pressure operative in the control pressure chamber 62, then the injection valve member 28 moves in the opening direction 29 and uncovers the at least one injection opening 32. The control piston 60 thereupon assumes its stroke position shown in FIG. 2, in which now only a small flow cross section is uncovered between its tang 66 and the orifice 56 of the conduit 74, thus forming a throttle restriction of lesser flow cross section than that of the throttle bore 75. Thus of the fuel pumped by the pump piston 18, only a slight partial quantity can flow out via the throttle restriction between the tang 66 and the orifice 56 through the conduit 74 and the opened second control valve 80 into the relief chamber 24.

[0017] To terminate the preinjection, the second control valve 80 is closed by the control unit, so that the control pressure chamber 62 is disconnected from the relief chamber 24. The first control valve 78 remains in its closed position. In the control pressure chamber 62, high pressure thereupon builds up as in the pump work chamber 22, so that a high pressure force acts in the closing direction on the control piston 60, and the injection valve member 28 is moved in its closing direction. The control piston 60 then assumes its stroke position shown in FIG. 3.

[0018] For an ensuing main injection, the second control valve 80 is opened by the control unit 82. The fuel injection valve 12 then opens as a consequence of the reduced pressure force on the control piston 60, and the injection valve member 28 moves into its opening position over its maximum opening stroke. In the opening motion of the injection valve member 28, the flow cross section of the throttle bore 75 is initially operative as a least flow cross section, since a large flow cross section is uncovered between the tang 66 of the control piston 60 and the orifice 56 of the conduit 74. As a result, a fast opening of the fuel injection valve 12 is made possible, since the throttle bore 75 can be embodied with a relatively large flow cross section. Once the fuel injection valve 12 is completely open, the tang 66 of the control piston 60 is located at a slight spacing from the orifice 56 of the conduit 74, and so now only a slight flow cross section is uncovered, which is smaller than the flow cross section of the throttle bore 75. The control piston 60 remains in a state of equilibrium, with its tang 66 spaced apart from the orifice 56 of the conduit 74, since if the tang 66 were to come into contact with the orifice 56, the control pressure chamber 62 would be completely disconnected from the relief chamber 24, which in turn would mean that the injection valve member 28 would move in the closing direction, and the control piston 60 would move with its tang 66 away from the orifice 56. That in turn would uncover a larger flow cross section again, so that the pressure in the control pressure chamber 62 would drop again, and the injection valve member 28 would move in the opening direction 29, so that the spacing between the tang 66 and the orifice 56, and thus the flow cross section, would become smaller again. The tang 66 of the control piston 60 and the orifice 56 of the conduit 74 form a hydraulic stop for the control piston 60 and the injection valve member 28.

[0019] To terminate the main injection, the second control valve 80 is put in its closed switching position by the control unit 82, so that the control pressure chamber 62 is disconnected from the relief chamber 24 and a high pressure builds up in the control pressure chamber, and by way of the force acting on the control piston 60, the fuel injection valve 12 is closed. In the closing motion of the injection valve member 28, a large flow cross section is uncovered by the control piston 60 between its tang 66 and the orifice 56, so that the pressure in the control pressure chamber 62 increases quickly and exerts a high pressure force on the control piston 60, so that the fuel injection valve 12 closes quickly. For a postinjection of fuel, the second control valve 80 is opened once again by the control unit 82, so that as a consequence of the reduced pressure in the control pressure chamber 62, the fuel injection valve 12 opens. For terminating the postinjection, the second control valve 80 is closed and/or the first control valve 78 is opened.

1. A fuel injection system for an internal combustion engine, having one high-pressure fuel pump (10) and one fuel injection valve (12), communicating with it, for each cylinder of the engine, wherein the high-pressure fuel pump (10) has a pump piston (18), which is driven by the engine in a reciprocating motion and defines a pump work chamber (22) to which fuel is delivered from a fuel tank (24), wherein the fuel injection valve (12) has a pressure chamber (40), communicating with the pump work chamber (22), and an injection valve member (28), by which at least one injection opening (32) is controlled and which is urged by the pressure prevailing in the pressure chamber (40) counter to a closing force in the opening direction (29) to open the at least one injection opening (32), having a first control valve (78), by which a connection (76) of the pump work chamber (22) with a relief chamber (24) is controlled, and having a second control valve (80), by which a connection (74) of a control pressure chamber (62) of the fuel injection valve with a relief chamber (24) is controlled, wherein the control pressure chamber (62) at least indirectly has a connection (62) with the pump work chamber (22), in which connection a first throttle restriction (73) is provided, and the control pressure chamber (62) is defined by a control piston (60), which acts on the injection valve member (28) in a closing direction, characterized in that in the connection (74) of the control pressure chamber (62) with the relief chamber (24), a second throttle restriction (75) with a fixed flow cross section is provided; that the control piston (60), with its side (66) remote from the injection valve member (28), controls a flow cross section from the control pressure chamber (62) to the connection (74) with the relief chamber (24) as a function of the stroke of the control piston (60); that with an increasing opening stroke of the injection valve member (28), a smaller flow cross section is uncovered by the control piston (60); and that at a maximum opening stroke of the injection valve member (28), the uncovered flow cross section is less than the flow cross section of the second throttle restriction (75).

2. The fuel injection system of claim 1, characterized in that the control piston (60), on its side remote from the injection valve member (28), has a tang (66), with which the control piston (60), when the injection valve member (28) is open, plunges into an orifice (56) of the connection (74) of the control pressure chamber (62) with the relief chamber (24); and that between the tang (66) and the orifice (56), the flow cross section is controlled by the control piston (60).

3. The fuel injection system of claim 2, characterized in that the tang (66) and the orifice (56) of the connection (74) are each embodied at least approximately conically.

4. The fuel injection system of one of claims 1-3, characterized in that the control pressure chamber (62) is embodied in a bore (52) in a housing part (50) of the fuel injection system; and that the first throttle restriction (73) and the second throttle restriction (75) are embodied as throttle bores in this housing part (50).

5. The fuel injection system of claim 4, characterized in that a further bore, forming a spring chamber (46) adjoins the bore (52) in the housing part (50) that forms the control pressure chamber (62), and in this bore forming the spring

chamber a closing spring (44), serving to generate the closing force and acting at least indirectly on the injection valve member (28) is disposed, and the control pressure chamber (62) is separated from the spring chamber (46) by the control piston (60).

6. The fuel injection system of claim 4 or 5, characterized in that the high-pressure fuel pump (10) and the fuel injection valve (12) form a common structural unit; and that the housing part (50) is disposed between a pump body (14) of the high-pressure fuel pump (10) and a valve body (26) of the fuel injection valve (12).

* * * * *